

日 本 国 特 許 庁  
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office

出 願 年 月 日

Date of Application:

2003年 6月11日

出 願 番 号

Application Number:

特願2003-167059

[ ST.10/C ]:

[ JP 2003-167059 ]

出 願 人

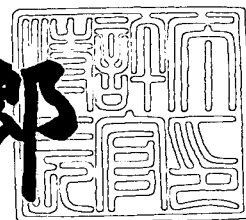
Applicant(s):

株式会社豊田自動織機

2003年 7月 1日

特 許 庁 長 官  
Commissioner,  
Japan Patent Office

太田 信一郎



出証番号 出証特2003-3051888

【書類名】	特許願
【整理番号】	PN0528
【あて先】	特許庁長官殿
【国際特許分類】	F04B 27/08
【発明者】	
【住所又は居所】	愛知県刈谷市豊田町 2 丁目 1 番地 株式会社豊田自動織機内
【氏名】	日比野 惣吉
【発明者】	
【住所又は居所】	愛知県刈谷市豊田町 2 丁目 1 番地 株式会社豊田自動織機内
【氏名】	深沼 哲彦
【発明者】	
【住所又は居所】	愛知県刈谷市豊田町 2 丁目 1 番地 株式会社豊田自動織機内
【氏名】	粥川 浩明
【発明者】	
【住所又は居所】	愛知県刈谷市豊田町 2 丁目 1 番地 株式会社豊田自動織機内
【氏名】	徳永 英二
【発明者】	
【住所又は居所】	愛知県刈谷市豊田町 2 丁目 1 番地 株式会社豊田自動織機内
【氏名】	森下 敦之
【発明者】	
【住所又は居所】	愛知県刈谷市豊田町 2 丁目 1 番地 株式会社豊田自動織機内
【氏名】	村上 智洋

【発明者】

【住所又は居所】 愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会社豊田自動織機内

【氏名】 木本 良夫

【発明者】

【住所又は居所】 愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会社豊田自動織機内

【氏名】 近藤 芳民

【特許出願人】

【識別番号】 000003218

【氏名又は名称】 株式会社豊田自動織機

【代理人】

【識別番号】 100109069

【弁理士】

【氏名又は名称】 中村 敬

【電話番号】 052-218-9077

【先の出願に基づく優先権主張】

【出願番号】 特願2002-255225

【出願日】 平成14年 8月30日

【手数料の表示】

【予納台帳番号】 053729

【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【包括委任状番号】 0104223

【プルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 容量可変型斜板式圧縮機

【特許請求の範囲】

【請求項 1】

内部にシリンダボアを形成するシリンダブロックと、該シリンダブロックと接合され、内部にクランク室、吸入室及び吐出室を形成するハウジングと、該シリンダボア内に往復動可能に収容されて該シリンダボア内に圧縮室を区画するピストンと、外部駆動源により駆動され、該シリンダブロック及び該ハウジングに回転可能に支承された駆動軸と、該クランク室内で該駆動軸に対して同期回転かつ傾動可能に支承され、該ピストンを往復従動させる斜板と、該クランク室内の圧力を制御する制御機構とを備え、該制御機構によって該斜板の傾角に基づく該ピストンの往復動による該圧縮室から該吐出室への吐出容量を変更可能な容量可変型斜板式圧縮機において、

前記制御機構は前記クランク室と前記吸入室とを連通する抽気通路によって該クランク室内の圧力を減少させ、該クランク室内に貯留される潤滑油は、前記斜板が最大傾角及びこの近傍で傾斜している間だけは該吸入室、前記吐出室又は前記圧縮室内に排出されるように構成されていることを特徴とする容量可変型斜板式圧縮機。

【請求項 2】

前記制御機構は、前記クランク室と前記吸入室とを前記斜板の傾角にかかわらず一定の内径で常時連通する前記抽気通路を有し、前記吐出室と該クランク室との間の給気通路の開度を制御弁によって調整する入れ側制御機構であることを特徴とする請求項 1 記載の容量可変型斜板式圧縮機。

【請求項 3】

前記外部駆動源の駆動中、常に前記駆動軸が駆動されるものであることを特徴とする請求項 1 又は 2 記載の容量可変型斜板式圧縮機。

【請求項 4】

前記斜板が最大傾角及びこの近傍で傾斜し、かつ前記ピストンが下死点及びこの近傍に位置している間だけ、前記クランク室と前記圧縮室とが連通路により連

通するように構成されていることを特徴とする請求項 1 乃至 3 のいずれか 1 項記載の容量可変型斜板式圧縮機。

【請求項 5】

前記連通路は前記シリンダボアに凹設された連通溝であることを特徴とする請求項 4 記載の容量可変型斜板式圧縮機。

【請求項 6】

前記連通溝は、平面視した場合、前記クランク室側が幅広であり、前記圧縮室側が幅狭の扇形状をなし、上死点時の前記ピストンの前記斜板側の周縁が位置する導入部を有することを特徴とする 5 記載の容量可変型斜板式圧縮機。

【請求項 7】

前記連通溝は、前記導入部と、該導入部の前記圧縮室側に形成され、軸方向に延びる直溝部とからなることを特徴とする 6 記載の容量可変型斜板式圧縮機。

【請求項 8】

前記連通溝は前記シリンダボアの軸芯側に凹設されていることを特徴とする請求項 6 又は 7 記載の容量可変型斜板式圧縮機。

【請求項 9】

前記連通路は前記ピストンに凹設された連通溝であることを特徴とする請求項 4 記載の容量可変型斜板式圧縮機。

【請求項 10】

前記連通溝の両側面には面取りが形成されていることを特徴とする請求項 5 乃至 9 のいずれか 1 項記載の容量可変型斜板式圧縮機。

【請求項 11】

前記連通溝の前記圧縮室側の縁部には面取りが形成されていることを特徴とする請求項 5 乃至 10 のいずれか 1 項記載の容量可変型斜板式圧縮機。

【請求項 12】

前記連通路は前記シリンダブロックに貫設された連通孔であることを特徴とする請求項 4 記載の容量可変型斜板式圧縮機。

【請求項 13】

前記連通孔の前記圧縮室側の開口には面取りが形成されていることを特徴とす

る請求項 1 2 記載の容量可変型斜板式圧縮機。

【請求項 1 4】

前記連通路は、搭載される状態で上方に位置する前記圧縮室に連通していることを特徴とする請求項 4 乃至 1 3 のいずれか 1 項記載の容量可変型斜板式圧縮機。

【請求項 1 5】

前記連通路は前記クランク室側の端部が前記駆動軸に近い内周域に位置していることを特徴とする請求項 4 乃至 1 4 のいずれか 1 項記載の容量可変型斜板式圧縮機。

【請求項 1 6】

前記連通路は前記クランク室側の端部が前記駆動軸から遠い外周域に位置していることを特徴とする請求項 4 乃至 1 4 のいずれか 1 項記載の容量可変型斜板式圧縮機。

【請求項 1 7】

前記連通路は前記クランク室側の端部が他の部分よりも大きな断面積を有することを特徴とする請求項 4 乃至 1 6 のいずれか 1 項記載の容量可変型斜板式圧縮機。

【請求項 1 8】

前記ハウジングは、前記駆動軸の後端側に位置し、内域に前記吸入室が形成され、外域に該吸入室と隔離された前記吐出室が形成されたリアハウジングを有し、該駆動軸の後端には、前記シリンダブロックの軸孔内に位置し、該吸入室と吸入行程時にある前記圧縮室とを連通する回転弁が設けられ、前記連通路は該回転弁の周面に凹設された連通溝を有することを特徴とする請求項 4 記載の容量可変型斜板式圧縮機。

【発明の詳細な説明】

【0 0 0 1】

【発明の属する技術分野】

本発明は容量可変型斜板式圧縮機に関する。

【0 0 0 2】

## 【従来の技術】

従来、一般的な容量可変型斜板式圧縮機として、内部にシリンダボアを形成するシリンダブロックと、このシリンダブロックと接合され、内部にクランク室、吸入室及び吐出室を形成するハウジングとを備えたものが知られている。吸入室及び吐出室は、凝縮器、膨張弁及び蒸発器等からなる冷凍回路に接続される。シリンダボア内にはピストンが往復動可能に收容されており、このピストンはシリンダボア内に圧縮室を区画している。また、シリンダブロック及びハウジングには駆動軸が回転可能に支承されており、この駆動軸は車両のエンジン等の外部駆動源により駆動されるようになっている。クランク室内にはその駆動軸に対して同期回転かつ傾動可能に斜板が支承されており、この斜板はシューやピストンロッド等を介してピストンを往復従動させるようになっている。また、クランク室は、制御機構によって圧力が制御されるようになっている。

## 【0003】

制御機構としては、クランク室と吸入室とを斜板の傾角にかかわらず一定の内径で常時連通する抽気通路を有する一方、吐出室とクランク室との間の給気通路の開度を制御弁によって調整する入れ側制御機構と、抽気通路の開度を制御弁によって調整する抜き側制御機構と、給気通路の開度と抽気通路の開度とを共に制御弁によって調整する三方弁制御機構とがある。

## 【0004】

この圧縮機では、外部駆動源によって駆動軸が駆動されれば、斜板が駆動軸と同期回転し、斜板の傾角に応じてピストンがシリンダボア内を往復動する。このため、冷媒ガスが吸入室から圧縮室に吸入され、圧縮された後に吐出室に吐出される。このため、圧縮室への吐出容量によって冷凍回路で冷凍能力が発揮される。この際、制御機構によってクランク室内の圧力が制御されるため、斜板の傾角が制御されてピストンストロークが変更され、ピストンの往復動による圧縮室から吐出室への吐出容量が変更される。

## 【0005】

また、制御機構において、クランク室内にはシリンダボアとピストンとの間隙を経て圧縮室から漏れる冷媒ガスであるブローバイガスも供給される。給気通路

を有する制御機構では、吐出室から高圧の冷媒ガスがクランク室に供給される。一方、抽気通路を有する制御機構では、クランク室内の冷媒ガスが吸入室に排出される。これら冷媒ガスは潤滑油を含んでいるため、クランク室内にはその潤滑油が貯留され、斜板とシュー等との摺動部分はこの潤滑油によって潤滑される。

## 【 0 0 0 6 】

## 【発明が解決しようとする課題】

しかし、上記従来の容量可変型斜板式圧縮機では、制御機構の種類によって、最大容量運転時にクランク室内に潤滑油を過剰に貯留してしまう場合がある。この場合には、圧縮機の耐久性と圧縮効率との両立が困難になってしまう。

## 【 0 0 0 7 】

すなわち、制御機構が入れ側制御機構である圧縮機では、制御弁によって給気通路を開いて吐出容量を小さくしようとする可変容量運転時にクランク室の圧力を高めることができるよう、抽気通路の内径は細くされている。また、この圧縮機では、クランク室の圧力が低い最大容量運転時には、制御弁によって給気通路が閉じられており、吐出室内の高圧の冷媒ガスはクランク室に供給されない。このため、この圧縮機では、その最大容量運転時において、クランク室内に貯留される潤滑油が冷媒ガスによって抽気通路内に押出されないため、クランク室内に潤滑油が過剰に貯留されやすい。

## 【 0 0 0 8 】

また、制御機構が三方弁制御機構である圧縮機では、クランク室の圧力を高めて吐出容量を小さくしようとする際には、制御弁によって給気通路を開くとともに抽気通路を閉じる一方、クランク室の圧力を低めて吐出容量を大きくしようとする際には、制御弁によって給気通路を閉じるとともに抽気通路を開ける。このため、この圧縮機では、制御弁によって最大容量運転時に最大とされる抽気通路の開度がさほど大きくない。また、この圧縮機では、最大容量運転時には、給気通路が閉じられており、吐出室内の高圧の冷媒ガスはやはりクランク室に供給されない。このため、やはりこの圧縮機においても、最大容量運転時において、クランク室内に貯留される潤滑油が冷媒ガスによって抽気通路内に押出され難く、クランク室内に潤滑油が過剰に貯留されやすい。三方弁制御機構が抽気通路を有



していても、その抽気通路は内径が細いことから同様である。

【 0 0 0 9 】

他方、制御機構が抜き側制御機構である圧縮機では、常時供給されるブローバイガスや給気通路で常時供給される高圧の冷媒ガスによってクランク室内の昇圧を行っているため、最大容量運転時には抽気通路の開度が大きくされている。このため、この圧縮機においては、最大容量運転時にクランク室内に過剰の潤滑油が貯留されることは生じ難い。

【 0 0 1 0 】

こうして、制御機構が入れ側制御機構であったり、三方弁制御機構であったりする場合、最大容量運転時にクランク室内に潤滑油を過剰に貯留してしまうことから、冷凍回路内の冷媒ガス中の潤滑油の割合が減少し、潤滑油をあまり含まない冷媒ガスが吸入室から圧縮室に吸入されることとなる。このため、シリンダボア内のピストンの摺動性に悪影響を生じるおそれがあり、耐久性が懸念される。

【 0 0 1 1 】

この不具合を解決すべく、冷媒ガス中の潤滑油の割合をやや高くすることも考えられる。しかしながら、この圧縮機では、クランク室の圧力が高い容量可変運転において、制御弁によって給気通路が開けられて高圧の冷媒ガスがクランク室に供給され、クランク室内に貯留された潤滑油が高圧の冷媒ガスによって抽気通路内に押出されやすいという特性も有している。このため、冷媒ガス中の潤滑油の割合を高くすれば、容量可変運転時に大量に押出される潤滑油が冷凍回路内の冷媒ガスに混じり、冷凍回路内の冷媒ガス中の潤滑油の割合が過剰に高くなり、圧縮効率の低下を生じてしまう。

【 0 0 1 2 】

本発明は、上記従来の実情に鑑みてなされたものであって、クランク室と吸入室とを連通する抽気通路によってクランク室内の圧力を減少させる制御機構を採用している可変容量型斜板式圧縮機において、最大容量運転時にクランク室内に潤滑油を貯留し過ぎることなく、優れた耐久性と圧縮効率の維持とを両立可能にすることを解決すべき課題としている。

【 0 0 1 3 】

## 【課題を解決するための手段】

本発明の容量可変型斜板式圧縮機は、内部にシリンダボアを形成するシリンダブロックと、該シリンダブロックと接合され、内部にクランク室、吸入室及び吐出室を形成するハウジングと、該シリンダボア内に往復動可能に収容されて該シリンダボア内に圧縮室を区画するピストンと、外部駆動源により駆動され、該シリンダブロック及び該ハウジングに回転可能に支承された駆動軸と、該クランク室内で該駆動軸に対して同期回転かつ傾動可能に支承され、該ピストンを往復従動させる斜板と、該クランク室内の圧力を制御する制御機構とを備え、該制御機構によって該斜板の傾角に基づく該ピストンの往復動による該圧縮室から該吐出室への吐出容量を変更可能な容量可変型斜板式圧縮機において、

## 【0014】

前記制御機構は前記クランク室と前記吸入室とを連通する抽気通路によって該クランク室内の圧力を減少させ、該クランク室内に貯留される潤滑油は、前記斜板が最大傾角及びこの近傍で傾斜している間だけは該吸入室、前記吐出室又は前記圧縮室内に排出されるように構成されていることを特徴とする。

## 【0015】

本発明の圧縮機は、抽気通路によってクランク室内の圧力を減少させる制御機構を備えている。つまり、本発明の圧縮機の制御機構は、入れ側制御機構又は三方弁制御機構である。抜き側制御機構は、常時供給されるブローバイガスや給気通路で常時供給される高圧の冷媒ガスによってクランク室内の昇圧を行っており、その抽気通路は閉じることによってクランク室内の圧力を上昇させるものである。入れ側制御機構又は三方弁制御機構を採用した本発明の圧縮機は、最大容量運転時にクランク室内に潤滑油を過剰に貯留しやすいのであるが、こうしてクランク室内に貯留される潤滑油は、斜板が最大傾角及びこの近傍で傾斜している間だけは吸入室、吐出室又は圧縮室内に排出される。こうして、この圧縮機では、冷凍回路内の冷媒ガス中の潤滑油の割合が減少し難く、潤滑油を適度に含んだ冷媒ガスが吸入室から圧縮室に吸入されることとなる。このため、この圧縮機では、シリンダボア内のピストンの摺動性には悪影響を生じず、優れた耐久性を発揮する。また、冷媒ガス中の潤滑油の割合を敢えて高くする必要がないため、圧縮

効率を維持できる。

【 0 0 1 6 】

したがって、本発明の圧縮機では、最大容量運転時にクランク室内に潤滑油を貯留し過ぎることがなく、優れた耐久性と圧縮効率の維持とを両立することができる。

【 0 0 1 7 】

斜板が最大傾角及びこの近傍で傾斜している間以外にもクランク室内に貯留された潤滑油が排出されるとすれば、クランク室内に潤滑油が貯留されにくくなり、斜板とシュー等との潤滑部分の潤滑性が損なわれやすい。

【 0 0 1 8 】

クランク室内に貯留される潤滑油は吸入室内、吐出室内又は圧縮室内のいずれかに排出され得る。

【 0 0 1 9 】

本発明の圧縮機は、制御機構がクランク室と吸入室とを斜板の傾角にかかわらない一定の内径で常時連通する抽気通路を有し、吐出室とクランク室との間の給気通路の開度を制御弁によって調整する入れ側制御機構である場合、顕著な効果を奏する。

【 0 0 2 0 】

本発明の圧縮機は、外部駆動源の駆動中、常に駆動軸が駆動されるものであることが好ましい。すなわち、外部駆動源の駆動中、電磁クラッチによって駆動軸の駆動と停止とが操作されるものでなく、電磁クラッチを有さないクラッチレスの圧縮機の場合、外部駆動源の駆動中は常にその駆動軸が駆動される。このクラッチレスの圧縮機の場合、従来のように最大容量運転時にクランク室内に潤滑油が過剰に貯留され、最小容量運転時にクランク室内に比較的大量の潤滑油が未だ貯留されているとすれば、クランク室内で斜板等が潤滑油を攪拌し、潤滑油がせん断によって発熱してしまう。この場合、圧縮機が異常に高温になり、シール部材が劣化して、圧縮機の耐久性が損なわれやすい。この点、本発明のクラッチレスの圧縮機では、潤滑油がクランク室内に過剰に貯留されないため、シール部材に劣化を生じ難く、優れた耐久性を発揮することができる。

## 【 0 0 2 1 】

本発明の圧縮機は、斜板が最大傾角及びこの近傍で傾斜し、かつピストンが下死点及びこの近傍に位置している間だけ、クランク室と圧縮室とが連通路により連通するように構成され得る。こうであれば、ピストンが圧縮行程に入れば、圧縮室内の冷媒ガスが連通路を経てクランク室に流出することはない。連通路は、1本でもよく、複数本でもよい。ピストンが下死点及びこの近傍に位置しておれば、ピストンが最もクランク室内側に露出していることとなり、クランク室と圧縮室とを連通路により連通しやすい。また、最大容量運転時と最小容量運転時とで上死点の位置がほぼ変わらないように設計された圧縮機では、斜板が最大傾角及びこの近傍で傾斜し、かつピストンが下死点及びこの近傍に位置しておれば、最大容量運転時だけクランク室内の潤滑油を排出し、他の時にはクランク室内に適度の潤滑油を確保することができる。圧縮室内に排出された潤滑油はシリンダボアとピストンとの摺動性を高める。

## 【 0 0 2 2 】

ピストンが下死点に位置している間とは、斜板が最大傾角で傾斜している間にピストンが位置している間をいう。また、ピストンが下死点の近傍に位置している間とは、斜板が最大傾角の近傍で傾斜している間にピストンが位置している間をいう。斜板が最大傾角で傾斜している間、または最大傾角の近傍で傾斜している間以外の傾角で斜板が傾斜している間にもクランク室内に貯留された潤滑油が排出されるとすれば、クランク室内に潤滑油が貯留されにくくなり、斜板とシュー一等との摺動部分の潤滑性が損なわれやすい。

## 【 0 0 2 3 】

斜板が最大傾角及びこの近傍で傾斜し、かつピストンが下死点及びこの近傍に位置している間だけ、クランク室と圧縮室とが連通路により連通するように構成するためには、以下の手段を採用することができる。

## 【 0 0 2 4 】

まず、連通路としては、シリンダボアに凹設された連通溝を採用することができる。また、連通路として、ピストンに凹設された連通溝を採用することもできる。これら連通溝によりクランク室内の潤滑油を圧縮室に排出することができる。

。これら連通溝は、シリンダボアやピストンを加工することによって容易に得られる。連通溝の両側面、つまり連通溝の周方向側には面取りを形成することが好ましい。シリンダボア内を往復動するピストンが周方向に微小にローリングする場合、ピストンやシリンダボアの摩耗を防止し、耐久性を維持するためである。また、連通溝の圧縮室側の縁部には面取りを形成することが好ましい。ピストンやシリンダボアの摩耗を防止するとともに、摺動性に支障を来さないようにするためである。また、連通溝の圧縮室側の縁部に面取りを形成した方が連通溝内の潤滑油が圧縮室内に排出されやすい。

## 【 0 0 2 5 】

シリンダボアに凹設される連通溝が単純に軸方向に延びるものである場合、ピストンの斜板側の周縁は周方向のほぼ同一位置でその連通溝と摺動することとなり、ピストンの摩耗が懸念される。ピストンの表面に摺動性を上げる摺動膜が形成されている場合には、その摺動膜が剥離するおそれを生じる。このため、シリンダボアに凹設される連通溝は、平面視した場合、クランク室側が幅広であり、圧縮室側が幅狭の扇形状をなし、上死点時のピストンの斜板側の周縁が位置する導入部を有することが好ましい。こうであれば、ピストンの斜板側の周縁が周方向の異なる位置で連通溝の導入部と摺動することとなり、ピストンの摩耗を防止することができる。ピストンの表面に摺動性を上げる摺動膜が形成されている場合にも、その摺動膜の剥離を防止することができる。この連通溝は、そのような導入部と、その導入部の圧縮室側に形成され、軸方向に延びる直溝部とからなることが好ましい。直溝部の大きさを調整することによって、導入部を経て圧縮室側に取り込まれる潤滑油の量を調節することができるからである。

## 【 0 0 2 6 】

このような導入部をもつ連通溝は、圧縮機の全てのシリンダボアに凹設されていても、一部のシリンダボアに凹設されていてもよい。また、このような連通溝は、シリンダボアの周方向のどの位置に凹設されていたもよいが、シリンダボアの軸芯側に凹設されていることが好ましい。片側のみがヘッドをなす片頭ピストンを採用した圧縮機では、駆動中、圧縮反力及び吸入反力により、シリンダボアに対してヘッド側が軸芯から遠ざかるように片頭ピストンが傾斜するサイドフォ

ースが片頭ピストンに作用する。このため、このような圧縮機では、片頭ピストンの斜板側の周縁がシリンダボアの軸芯側に押圧されやすい。このため、シリンダボアの軸芯側にそのような連通溝が凹設されておれば、ピストンの摩耗をより確実に防止することができるのである。

## 【 0 0 2 7 】

また、連通路として、シリンダブロックに貫設された連通孔を採用することもできる。連通孔でもクランク室内の潤滑油を圧縮室に排出することができる。連通孔の圧縮室側の開口には面取りを形成することが好ましい。ピストンの摩耗を防止するとともに、摺動性に支障を来さないようにするためである。また、連通孔の圧縮室側の開口に面取りを形成した方が連通孔内の潤滑油が圧縮室内に排出されやすい。

## 【 0 0 2 8 】

連通路は、圧縮機が車両等に搭載される状態で上方に位置する圧縮室に連通していることが好ましい。この状態の圧縮機では、上方に位置する圧縮室内で潤滑油が自重により下方に移動して不足がちになりやすいが、こうした連通路が設けられておれば、連通路を経て供給される潤滑油によりその位置の圧縮室内の摺動性が確保される。

## 【 0 0 2 9 】

本発明の圧縮機では、連通路はクランク室側の端部が駆動軸に近い内周域に位置していることができる。内周域とは、各シリンダボアの中心線を互いに結んだ円よりも内周側であることを意味する。クランク室内の潤滑油は、自重により下方に存在しやすいとともに、斜板等の回転による遠心力によって駆動軸から遠い外周域にも存在しやすい。このため、連通路のクランク室側の端部が内周域に位置しておれば、クランク室内の潤滑油を少しずつ減らすことができる。他方、連通路はクランク室側の端部が駆動軸から遠い外周域に位置していることもできる。外周域とは、各シリンダボアの中心線を互いに結んだ円よりも外周側であることを意味する。こうであれば、クランク室内の潤滑油を多量に減らすことができる。こうして、連通路のクランク室側の端部の位置を調整したり、連通路の数を調整したりすることにより、クランク室内の潤滑油の量を適度に調整することが

できる。

【 0 0 3 0 】

また、本発明の圧縮機では、連通路はクランク室側の端部が他の部分よりも大きな断面積を有することも好ましい。こうであれば、クランク室内の潤滑油を連通路内に取り込みやすい。

【 0 0 3 1 】

本発明の圧縮機が吸入行程時に吸入室と圧縮室とを連通する回転弁を備えたものである場合、回転弁の周面に凹設された連通溝を連通路とすることもできる。この場合、ハウジングは、駆動軸の後端側に位置し、内域に吸入室が形成され、外域に吸入室と隔離された吐出室が形成されたリアハウジングを有する。また、駆動軸の後端には、シリンダブロックの軸孔内に位置し、吸入室と吸入行程時にある圧縮室とを連通する回転弁が設けられる。そして、連通路は回転弁の周面に凹設された連通溝を有する。

【 0 0 3 2 】

この圧縮機では、駆動軸と同期して回転弁が回転し、回転弁は吸入室と吸入行程時にある圧縮室とを順次連通する。これにより、一般的な吸入弁を省略することができ、吸入弁の吸入抵抗による圧縮効率の低下を防止することができる。

【 0 0 3 3 】

また、回転弁の周面に凹設された連通溝は、斜板が最大傾角及びこの近傍で傾斜し、かつピストンが下死点及びこの近傍に位置している間、クランク室とその圧縮室とを連通する。このため、この圧縮機であっても同様の効果を発揮することができる。

【 0 0 3 4 】

なお、圧縮機において、クランク室と圧縮室とを連通する連通路は、特開昭 5 6 - 1 6 2 2 8 1 号公報、特開平 7 - 3 5 0 3 7 号公報及び特開 2 0 0 1 - 1 0 7 8 4 7 号公報及び W O 9 6 / 3 9 5 8 1 に開示されている。

【 0 0 3 5 】

しかし、特開昭 5 6 - 1 6 2 2 8 1 号公報開示の圧縮機は、斜板が駆動軸に固定されて傾動しないものであり、吐出容量を変更するためにクランク室内の圧力

を制御するような制御機構を備えていないものである。この圧縮機は、このような固定容量型斜板式圧縮機において、斜板室であるクランク室と圧縮室とを連通路で連通することにより体積効率の向上を図ったものに過ぎないのである。このため、この圧縮機は、構成が本発明の圧縮機と大きく異なり、本発明の作用効果を生じない。

## 【 0 0 3 6 】

また、特開平 7 - 3 5 0 3 7 号公報開示の圧縮機は、クランク室と圧縮室とを連通する連通路により、クランク室内の冷媒ガスを圧縮室内に吸入させるものであり、最大容量運転時にクランク室内に貯留される潤滑油を圧縮室内に排出するものではない。また、この圧縮機は、クランク室と吸入室とを連通する連通路が吸入室からクランク室への冷媒ガスの移動のみを許容するものであり、この連通路は本発明における制御機構の抽気通路のようにクランク室内の圧力を減少させるものではない。このため、この圧縮機も、構成が本発明の圧縮機と大きく異なり、連通路の作用も異なるため、本発明の作用効果を生じない。

## 【 0 0 3 7 】

さらに、特開 2 0 0 1 - 1 0 7 8 4 7 号公報開示の圧縮機は、クランク室と圧縮室とを連通する連通路がブローパイガスの通路として作用するだけのものであり、最大容量運転時にクランク室内に貯留される潤滑油を圧縮室内に排出するものではない。このため、この圧縮機も、構成が本発明の圧縮機と大きく異なり、連通路の作用も異なるため、本発明の作用効果を生じない。

## 【 0 0 3 8 】

また、特開 2 0 0 1 - 2 0 8 6 3 号公報及び W O 9 6 / 3 9 5 8 1 には、ピストンの周面に溝が凹設された圧縮機が開示されている。しかし、特開 2 0 0 1 - 2 0 8 6 3 号公報開示の圧縮機は、溝がクランク室と圧縮室とを連通させるものではなく、溝によって流体軸受としての機能を奏するものに過ぎず、構成が本発明の圧縮機と大きく異なり、本発明の作用効果を生じない。また、W O 9 6 / 3 9 5 8 1 公報開示の圧縮機も、溝がシリンダボア内の潤滑油を貯留するものに過ぎず、構成が本発明の圧縮機と大きく異なり、本発明の作用効果を生じない。



【 0 0 3 9 】

【発明の実施の形態】

以下、本発明の容量可変型斜板式圧縮機を具体化した実施形態 1 ～ 1 2 を図面を参照しつつ説明する。

【 0 0 4 0 】

(実施形態 1)

実施形態 1 の圧縮機では、図 1 に示すように、7 個のシリンダボア 1 a と軸孔 1 b とマフラ室 1 c と吸入口 1 d とが形成されたシリンダブロック 1 の前端にカップ状のフロントハウジング 2 が接合され、シリンダブロック 1 の後端には吸入弁 3、弁板 4、吐出弁 5 及びリテーナ 6 を挟持してリアハウジング 7 が接合されている。フロントハウジング 2 及びリアハウジング 7 がハウジングである。

【 0 0 4 1 】

フロントハウジング 2 にも軸孔 2 a が形成され、シリンダブロック 1 の前端とフロントハウジング 2 とで形成されるクランク室 8 内には、軸孔 2 a に軸封装置 9 及びラジアル軸受 1 0 を介し、かつ軸孔 1 b にラジアル軸受 1 1 を介して駆動軸 1 2 が回転可能に支承されている。

【 0 0 4 2 】

クランク室 8 内では、フロントハウジング 2 との間にスラスト軸受 1 3 を介して駆動軸 1 2 にラグプレート 1 4 が固定されている。ラグプレート 1 4 には後方に向かって一対のアーム 1 5 が突設されており、各アーム 1 5 には円筒状の内面をもつガイド孔 1 5 a が貫設されている。また、駆動軸 1 2 は斜板 1 6 の貫通孔 1 6 a を挿通しており、斜板 1 6 とラグプレート 1 4 との間には傾角減少バネ 1 7 が設けられている。また、駆動軸 1 2 の斜板 1 6 よりやや後方にはサークリップ 2 5 により復帰バネ 2 6 が設けられている。シリンダブロック 1 の軸孔 1 b 内では駆動軸 1 2 の後端にスラスト軸受 2 7 が設けられ、スラスト軸受 2 7 と吸入弁 3 との間にはばね 2 9 が設けられている。

【 0 0 4 3 】

斜板 1 6 の前端には各アーム 1 5 に向かって一対のガイドピン 1 6 b が突設されており、各ガイドピン 1 6 b の先端にはガイド孔 1 5 a 内を摺動しつつ回転可

能な球状の外表面をもつガイド部 1 6 c が設けられている。また、斜板 1 6 の前後周縁にはそれぞれ対をなすシュー 1 8 を介して中空状の片頭ピストン 1 9 が設けられており、各ピストン 1 9 は各シリンダボア 1 a 内に収容されている。各ピストン 1 9 の外周面には、ポリアミドイミド製のバインダ樹脂中に P T F E 等の固体潤滑剤が分散されてなる摺動膜がコーティングされている。この圧縮機では、最大容量運転時と最小容量運転時とでピストン 1 9 のピストンヘッドの位置がほぼ変わらないように設計されている。シリンダボア 1 a とピストン 1 9 とにより圧縮室 3 0 が区画されている。

## 【 0 0 4 4 】

フロントハウジング 2 から前方に突出した駆動軸 1 2 にはボルト 2 3 によりプーリ 2 2 が固定されており、このプーリ 2 2 はフロントハウジング 2 との間で玉軸受 2 4 により支承されている。プーリ 2 2 には外部駆動源としてのエンジン E G と接続されたベルトが巻きかけられている。

## 【 0 0 4 5 】

また、リアハウジング 7 内にはシリンダブロック 1 の吸入口 1 d に図示しない吸入通路により連通する吸入室 7 a が形成され、この吸入室 7 a はリテーナ 6、吐出弁 5 及び弁板 4 に貫設された吸入ポート 3 1 により各シリンダボア 1 a と連通している。吸入口 1 d は冷凍回路の蒸発器 E V に配管により接続され、蒸発器 E V は配管により膨張弁 V を介して凝縮器 C O に接続されている。また、リアハウジング 7 内には吸入室 7 a より外側に吐出室 7 b が形成されている。吐出室 7 b とシリンダブロック 1 のマフラ室 1 c とはリテーナ 6、吐出弁 5、弁板 4 及び吸入弁 3 を貫通する吐出通路 7 d により連通されている。マフラ室 1 c は冷凍回路の凝縮器 C O に配管により接続されている。吐出室 7 b は弁板 4 及び吸入弁 3 に貫設された吐出ポート 3 2 により各シリンダボア 1 a と連通している。

## 【 0 0 4 6 】

また、リアハウジング 7 には制御弁 3 4 が収納されている。この制御弁 3 4 は、図 2 ( a ) に示すように、吐出室 7 b とクランク室 8 とを連通する給気通路 3 6 の途中に設けられており、吸入室 7 a 内の吸入圧力 P s 等によって給気通路 3 6 の開度を調整することができるようになっている。クランク室 8 と吸入室 7 a

とは一定の内径の固定絞り 3 5 a を有する抽気通路 3 5 によって連通されている。また、図 1 に示すピストン 1 9 はシリンダボア 1 a との間に間隙を有しており、この間隙によってクランク室 8 内には圧縮室 3 0 から漏れる冷媒ガスであるブローバイガスが供給されるようになっている。この圧縮機では、これら給気通路 3 6、制御弁 3 4、抽気通路 3 5 及びピストン 1 9 とシリンダボア 1 a との間の間隙により、入れ側制御機構が構成されている。

## 【 0 0 4 7 】

この圧縮機の特徴的な構成として、図 3 及び図 4 に示すように、一つのシリンダボア 1 a に対して凹設されることにより、クランク室 8 と圧縮室 3 0 とを連通する 1 本の連通溝 5 0 が連通路として形成されている。この連通溝 5 0 は、シリンダボア 1 a のクランク室 8 側から軸方向に吸入弁 3 側に延び、斜板 1 6 が最大傾角及びその近傍まで傾斜したときのピストン 1 9 を跨ぐ長さを有している。このため、ピストン 1 9 が圧縮行程に入れば、圧縮室 3 0 内の冷媒ガスが連通溝 5 0 を経てクランク室 8 に流出することはない。また、この連通溝 5 0 は、図 4 に示すように、各シリンダボア 1 a の中心線を互いに結んだ円 C よりも内周側である駆動軸 1 2 に近い内周域に位置しており、すなわちシリンダボア 1 a の軸芯側に凹設されている。図 5 に示すように、この連通溝 5 0 の両側面には円弧状の面取り 5 0 a、5 0 b が形成され、図 1 及び図 3 に示すように、連通溝 5 0 の圧縮室 3 0 側の縁部にも円弧状の面取り 5 0 c が形成されている。この連通溝 5 0 は、シリンダブロック 1 に加工を加えるだけで比較的容易に形成される。

## 【 0 0 4 8 】

上記のように構成された圧縮機では、図 1 に示すように、エンジン E G が駆動されている間、ベルトでプーリ 2 2 が回転し、常に駆動軸 1 2 が駆動される。これにより、斜板 1 6 が揺動運動し、ピストン 1 9 がシリンダボア 1 a 内を往復動する。このため、冷凍回路の蒸発器 E V の冷媒ガスが吸入口 1 d を経て吸入室 7 a 内に吸入され、圧縮室 3 0 内で圧縮された後、吐出室 7 b 内に吐出される。吐出室 7 b 内の冷媒ガスはマフラ室 1 c を経て凝縮器 C O に吐出される。

## 【 0 0 4 9 】

この間、クランク室 8 内にはシリンダボア 1 a とピストン 1 9 との間隙を経て

圧縮室 3 0 からブローバイガスが供給される。また、制御弁 3 4 は、吸入室 7 a 内の吸入圧力  $P_s$  等によって、図 2 (a) に示すように、給気通路 3 6 の開度を調整する。このため、給気通路 3 6 が開かれれば、吐出室 7 b 内の吐出圧力  $P_d$  の冷媒ガスが給気通路 3 6 を経てクランク室 8 に供給される。一方、クランク室 8 内の冷媒ガスが抽気通路 3 5 を経て吸入室 7 a に排出される。このため、クランク室 8 の圧力  $P_c$  が加減され、これにより、図 1 に示すピストン 1 9 に作用する背圧が変化するため、斜板 1 6 の傾角が変化し、実質的に 0 % から 1 0 0 % まで吐出容量を変化させることができる。また、冷媒ガスは潤滑油を含んでいるため、クランク室 8 内にはその潤滑油が貯留され、斜板 1 6 とシュー 1 8 等との摺動部分はこの潤滑油によって潤滑される。

## 【 0 0 5 0 】

ここで、この圧縮機では、制御弁 3 4 によって給気通路 3 6 を開いて吐出容量を小さくしようとする可変容量運転時にクランク室 8 の圧力  $P_c$  を高めることができるよう、抽気通路 3 5 は固定絞り 3 5 a の内径が細くされている。また、この圧縮機では、クランク室 8 の圧力  $P_c$  が低い最大容量運転時には、制御弁 3 4 によって給気通路 3 6 が閉じられており、吐出室 7 b 内の吐出圧力  $P_d$  の冷媒ガスがクランク室 8 に供給されない。このため、この圧縮機では、その最大容量運転時において、クランク室 8 内に貯留される潤滑油が高圧の冷媒ガスによって抽気通路 3 5 内に押出されないため、クランク室 8 内に潤滑油が過剰に貯留されやすい。

## 【 0 0 5 1 】

この斜板 1 6 が最大傾角及びこの近傍で傾斜している状態である最大容量運転時、この圧縮機では、図 3 に示すように、ピストン 1 9 が下死点及びこの近傍に位置している間だけ、クランク室 8 と圧縮室 3 0 とが連通溝 5 0 により連通する。このため、クランク室 8 内に貯留される潤滑油は最大容量運転時に圧縮室 3 0 内に排出される。特に、この圧縮機では、最大容量運転時と最小容量運転時とでピストン 1 9 のピストンヘッドの位置がほぼ変わらないように設計されているため、最大容量運転時だけクランク室 8 内の潤滑油を排出し、他の時にはクランク室 8 内に適度の潤滑油を確保することができる。こうして、この連通溝 5 0 によ

リクランク室 8 内の潤滑油を圧縮室 3 0 内に排出しやすい。圧縮室 3 0 内に排出された潤滑油はシリンダボア 1 a とピストン 1 9 との摺動性を高める。また、この圧縮機では、連通溝 5 0 の両側面及び圧縮室 3 0 側の縁部に円弧状の面取り 5 0 a ~ 5 0 c を形成しているため、シリンダボア 1 a 内を往復動するピストン 1 9 が周方向に微小にローリングしても、ピストン 1 9 の摩耗を防止し、耐久性を維持することができるとともに、優れた摺動性を発揮することができる。さらに、この圧縮機では、図 4 に示すように、連通溝 5 0 が駆動軸 1 2 に近い内周域に位置しているため、クランク室 8 内の潤滑油を少しづつ減らすことができる。また、この圧縮機では、サイドフォースがピストン 1 9 に作用するのであるが、連通溝 5 0 がシリンダボア 1 a の軸芯側に凹設されているため、ピストン 1 9 の摩耗、特に摺動膜の摩耗をより確実に防止することができる。

## 【 0 0 5 2 】

こうして、この圧縮機では、冷凍回路内の冷媒ガス中の潤滑油の割合が減少し難く、潤滑油を適度に含んだ冷媒ガスが吸入口 1 d を経て吸入室 7 a から圧縮室 3 0 に吸入されることとなる。このため、この圧縮機では、シリンダボア 1 a 内のピストン 1 9 の摺動性に悪影響を生じず、優れた耐久性を発揮する。また、冷媒ガス中の潤滑油の割合を敢えて高くする必要がないため、圧縮効率を維持できる。

## 【 0 0 5 3 】

したがって、この圧縮機では、最大容量運転時にクランク室 8 内に潤滑油を貯留し過ぎることがなく、優れた耐久性と圧縮効率の維持とを両立することができる。

## 【 0 0 5 4 】

また、この圧縮機は、エンジン E G の駆動中、常に駆動軸 1 2 が駆動されるクランチレスのものであり、潤滑油がクランク室 8 内に過剰に貯留されないことから、前述の様に軸封装置 9 や図示しない O リング等のシール部材に劣化を生じ難く、優れた耐久性を発揮することができる。

## 【 0 0 5 5 】

なお、上記実施形態 1 では、図 2 ( a ) に示すように、制御機構として入れ側

制御機構を採用したが、図 2 (b) に示すように、三方弁制御機構を採用することもできる。この三方弁制御機構では、吐出室 7 b とクランク室 8 とを連通する給気通路 3 6 の途中と、クランク室 8 と吸入室 7 a とを連通する抽気通路 3 5 の途中とに跨って制御弁 3 7 が設けられている。この制御弁 3 7 は、吸入室 7 a 内の吸入圧力  $P_s$  等によって給気通路 3 6 の開度と抽気通路 3 5 の開度とを共に調整するものである。この圧縮機では、これら給気通路 3 6、制御弁 3 7、抽気通路 3 5 及びピストン 1 9 とシリンダボア 1 a との間の間隙により、三方弁制御機構が構成されている。この圧縮機は、制御機構が三方弁制御機構であるが、連通溝 5 0 によって、上記実施形態 1 の圧縮機と同様の作用効果を奏することができる。

## 【 0 0 5 6 】

また、この圧縮機の駆動軸 1 2 にプーリ 2 2 等を直接設けず、電磁クラッチを設けることも可能である。

## 【 0 0 5 7 】

## (実施形態 2)

実施形態 2 の圧縮機では、実施形態 1 の連通溝 5 0 に代えて、図 6 に示す連通溝 5 1 を連通路としている。この連通溝 5 1 は、クランク室 8 側が圧縮室 3 0 側よりも深くされた台形形状をなしており、これによりクランク室 8 側が圧縮室 3 0 側よりも大きな断面積を有している。他の構成は実施形態 1 の圧縮機と同様である。

## 【 0 0 5 8 】

この圧縮機では、最大容量運転時にクランク室 8 内の潤滑油を連通溝 5 1 内に取り込みやすく、本発明の効果をより効果的に奏することができる。

## 【 0 0 5 9 】

## (実施形態 3)

実施形態 3 の圧縮機では、実施形態 1 の連通溝 5 0 に代えて、図 7 に示す連通溝 5 2 を連通路としている。この連通溝 5 2 は、クランク室 8 側が駆動軸 1 2 側に屈曲されており、これによりクランク室 8 側が圧縮室 3 0 側よりも大きな断面積を有している。他の構成は実施形態 1 の圧縮機と同様である。

【 0 0 6 0 】

この圧縮機においても、実施形態 2 の圧縮機と同様の作用効果を奏することができる。

【 0 0 6 1 】

(実施形態 4)

実施形態 4 の圧縮機では、実施形態 1 の連通溝 5 0 に代えて、図 8 に示す連通孔 5 3 を連通路としている。この連通孔 5 3 は、シリンダブロック 1 に貫設されている。他の構成は実施形態 1 の圧縮機と同様である。

【 0 0 6 2 】

この圧縮機においても、実施形態 1 の圧縮機と同様の作用効果を奏することができる。

【 0 0 6 3 】

(実施形態 5)

実施形態 5 の圧縮機では、図 9 に示すように、車両等に搭載された状態の水平線 1 より上側に位置する 3 個のシリンダボア 1 a に実施形態 1 と同様の連通溝 5 0 が形成されている。他の構成は実施形態 1 の圧縮機と同様である。

【 0 0 6 4 】

この圧縮機では、自重により潤滑油が不足がちな 3 個のシリンダボア 1 a 内に潤滑油を供給しやすい。他の作用効果は実施形態 1 と同様である。こうして、連通溝 5 0 の位置を調整したり、その数を調整したりすることにより、クランク室 8 内の潤滑油の量を調整することができる。また、連通溝 5 0 に代え、連通溝 5 1、5 2 又は連通孔 5 3 を採用することもできる。

【 0 0 6 5 】

(実施形態 6)

実施形態 6 の圧縮機では、実施形態 1 の連通溝 5 0 に代えて、図 1 0 に示す連通溝 5 4 を連通路としている。この連通溝 5 4 はフロントハウジング 2 及びシリンダブロック 1 に凹設されている。また、この連通溝 5 4 は、図 1 1 に示すように、各シリンダボア 1 a の中心線を互いに結んだ円 C よりも外周側であって、駆動軸 1 2 から遠い外周域に位置している。他の構成は実施形態 1 と同様である。

【 0 0 6 6 】

この圧縮機では、斜板 1 6 等の回転による遠心力によってクランク室 8 内の潤滑油を多量に減らすことができる。他の作用効果は実施形態 1 と同様である。

【 0 0 6 7 】

(実施形態 7)

実施形態 7 の圧縮機では、図 1 2 に示すように、連通溝 5 4 が全てのシリンダボア 1 a に形成されている。他の構成は実施形態 1 と同様である。

【 0 0 6 8 】

この圧縮機では、すべてのシリンダボア 1 a 内に潤滑油を供給することができる。

【 0 0 6 9 】

(実施形態 8)

実施形態 8 の圧縮機では、実施形態 1 の連通溝 5 0 に代えて、図 1 3 及び図 1 4 に示す連通溝 5 5 を連通路としている。この連通溝 5 5 は、ピストン 1 9 のピストンヘッド側に凹設されて軸方向の吸入弁 3 側に延び、圧縮室 3 0 まで延在している。他の構成は実施形態 1 と同様である。

【 0 0 7 0 】

この圧縮機においても、実施形態 1 の圧縮機と同様の作用効果を奏することができる。

【 0 0 7 1 】

(実施形態 9)

実施形態 9 の圧縮機では、実施形態 1 の連通溝 5 0 に代えて、図 1 5 に示す連通溝 5 6 を連通路としている。この連通溝 5 6 は、クランク室 8 側が圧縮室 3 0 側よりも深くされた台形形状をなしており、これによりクランク室 8 側が圧縮室 3 0 側よりも大きな断面積を有している。他の構成は実施形態 1 の圧縮機と同様である。

【 0 0 7 2 】

この圧縮機においても、最大容量運転時にクランク室 8 内の潤滑油を連通溝 5 6 内に取り込みやすく、本発明の効果をより効果的に奏することができる。



## 【 0 0 7 3 】

## (実施形態 1 0)

実施形態 1 0 の圧縮機では、実施形態 1 の連通溝 5 0 に代えて、図 1 6 に示す連通溝 5 7 を連通路としている。この連通溝 5 7 は、平面視した場合、図 1 7 に示すように、クランク室 8 側が幅広であり、圧縮室 3 0 側が幅狭の扇形状をなす導入部 5 7 a からなる。導入部 5 7 a には、上死点時のピストン 1 9 の斜板 1 6 側の周縁 E が位置する。他の構成は実施形態 1 の圧縮機と同様である。

## 【 0 0 7 4 】

この圧縮機においても、上述した効果と同様の効果を奏することができる。特に、この圧縮機では、ピストン 1 9 の斜板 1 6 側の周縁 E が周方向の異なる位置で連通溝 5 7 の導入部 5 7 a と摺動することとなり、ピストン 1 9 の摩耗、特に摺動膜の摩耗を防止することができる。

## 【 0 0 7 5 】

## (実施形態 1 1)

実施形態 1 1 の圧縮機では、実施形態 1 0 の連通溝 5 7 に代えて、図 1 8 に示す連通溝 5 8 を連通路としている。この連通溝 5 8 は、実施形態 1 0 の連通溝 5 7 の導入部 5 7 a と同様の導入部 5 8 a と、導入部 5 8 a の圧縮室 3 0 側に形成され、軸方向に延びる直溝部 5 8 b とからなる。特に、図 1 9 に示すように、シリンダボア 1 a の直径を B、導入部 5 8 a の仮想した頂点 P と斜板 1 6 が最大傾角であって下死点時のピストン 1 9 の先端面 H との距離を L とした場合、直溝部 5 8 b の幅 x と導入部 5 8 a の中心角  $\theta$  とは、図 2 0 に示す領域  $\alpha$  の範囲内にある。つまり、その幅 x が  $0 \sim 0.47B$  の範囲内にあり、その中心角  $\theta$  が  $2 \sim 2 \tan^{-1} (0.63B / 2 / (1.2 + L))$  の範囲内にある。他の構成は実施形態 1 0 の圧縮機と同様である。

## 【 0 0 7 6 】

この圧縮機においても、上述した効果と同様の効果を奏することができる。特に、この圧縮機では、直溝部 5 8 b の大きさを調整することによって、導入部 5 8 b を経て圧縮室 3 0 側に取り込まれる潤滑油の量を調節することができる。

## 【 0 0 7 7 】

## (実施形態 1 2)

実施形態 1 2 の圧縮機では、図 2 1 に示すように、シリンダブロック 1 の軸孔 1 b 内に回転弁 6 0 が収納されており、この回転弁 6 0 は駆動軸 1 2 の後端に固定されている。軸孔 1 b 内には各圧縮室 3 0 に連通する導入孔 1 d が放射方向に形成されている。回転弁 6 0 内には吸入室 7 a と連通する導入室 6 0 a が形成され、導入室 6 0 a は放射方向に形成された吸入路 6 0 b により吸入行程時にある圧縮室 3 0 と連通する導入孔 1 d と連通するようになっている。

## 【 0 0 7 8 】

また、ピストン 1 9 の周面には軸方向に延びる第 1 連通溝 5 9 a が凹設されている。第 1 連通溝 5 9 a のクランク室 8 側は、斜板 1 6 が最大傾角及びこの近傍で傾斜し、かつピストン 1 9 が下死点及びこの近傍に位置している間だけクランク室 8 に開くようになっている。シリンダボア 1 a には、斜板 1 6 が最大傾角及びこの近傍で傾斜し、かつピストン 1 9 が下死点及びこの近傍に位置している間だけ、第 1 連通溝 5 9 a の圧縮室 3 0 側と軸孔 1 b とを連通する連通孔 5 9 b が貫設されている。そして、回転弁 6 0 の周面には、軸方向に延びて吸入路 6 0 b と連通する第 2 連通溝 5 9 c が凹設されている。この第 2 連通溝 5 9 c は、斜板 1 6 が最大傾角及びこの近傍で傾斜し、かつピストン 1 9 が下死点及びこの近傍に位置している間だけ、連通孔 5 9 b と連通するようになっている。他の構成は実施形態 1 と同様である。

## 【 0 0 7 9 】

この圧縮機では、駆動軸 1 2 と同期して回転弁 6 0 が回転し、回転弁 6 0 は、導入室 6 0 a、吸入路 6 0 b 及び導入孔 1 d により、吸入室 7 a と吸入行程時にある圧縮室 3 0 とを順次連通する。これにより、図 1 に示す一般的な吸入弁 3 を省略することができ、その吸入弁 3 の吸入抵抗による圧縮効率の低下を防止することができる。

## 【 0 0 8 0 】

また、回転弁 6 0 の周面に凹設された第 2 連通溝 5 9 c は、斜板 1 6 が最大傾角及びこの近傍で傾斜し、かつピストン 1 9 が下死点及びこの近傍に位置している間だけ、連通孔 5 9 b 及び第 1 連通溝 5 9 a と吸入路 6 0 b とを連通させるた

め、クランク室 8 とその圧縮室 3 0 とが連通路としての第 1 連通溝 5 9 a、連通孔 5 9 b、第 2 連通溝 5 9 c、吸入路 6 0 b 及び導入孔 1 d により連通することとなる。このため、この圧縮機であっても実施形態 1 と同様の効果を発揮することができる。さらに、回転弁 6 0 を使用した実施形態 1 2 においては、回転弁 6 0 の吸入路 6 0 b の大きさや位置を変更し、冷媒をシリンダボア 1 a に吸入させるタイミングを適宜設計変更することにより、クランク室 8 からシリンダボア 1 a へのオイル流出量の調整が容易にできるようになる。

#### 【0081】

また、実施形態 1 2 では、回転弁 6 0 にも連通路の一部である第 2 連通溝 5 9 c を形成していたが、回転弁 6 0 に連通路を形成せず、他の実施形態と同様にシリンダボア 1 a、ピストン 1 9、シリンダブロック 1、フロントハウジング 2 のいずれか 1 つ又は複数にのみ連通路を形成することも可能である。このようにしても同様の効果を発揮することができる。

#### 【図面の簡単な説明】

【図 1】 実施形態 1 に係り、圧縮機の全体縦断面図である。

【図 2】 実施形態 1 の圧縮機における制御機構を示し、図（a）は入れ側制御機構の構成図、図（b）は三方弁制御機構の構成図である。

【図 3】 実施形態 1 に係り、圧縮機の一部を拡大した縦断面図である。

【図 4】 実施形態 1 に係り、図 1 の A-A 矢視断面図である。

【図 5】 実施形態 1 に係り、圧縮機の一部を拡大した横断面図である。

【図 6】 実施形態 2 に係り、圧縮機の一部を拡大した縦断面図である。

【図 7】 実施形態 3 に係り、圧縮機の一部を拡大した縦断面図である。

【図 8】 実施形態 4 に係り、圧縮機の一部を拡大した縦断面図である。

【図 9】 実施形態 5 に係り、図 4 と同様の断面図である。

【図 10】 実施形態 6 に係り、圧縮機の一部を拡大した縦断面図である。

【図 11】 実施形態 6 に係り、図 4 と同様の断面図である。

【図 12】 実施形態 7 に係り、図 4 と同様の断面図である。

【図 13】 実施形態 8 に係り、圧縮機の一部を拡大した縦断面図である。

【図 14】 実施形態 8 に係り、図 4 と同様の断面図である。

【図 1 5】実施形態 9 に係り、圧縮機の一部を拡大した縦断面図である。

【図 1 6】実施形態 1 0 に係り、圧縮機の一部を拡大した縦断面図である。

【図 1 7】実施形態 1 0 に係り、図 1 6 の要部平面図である。

【図 1 8】実施形態 1 1 に係り、図 1 7 と同様の要部平面図である。

【図 1 9】実施形態 1 1 に係り、図 1 8 の説明図である。

【図 2 0】実施形態 1 1 に係り、直溝部の幅と導入部の中心角との関係を示すグラフである。

【図 2 1】実施形態 1 2 に係り、圧縮機の全体縦断面図である。

【符号の説明】

1 a … シリンダボア

1 … シリンダブロック

8 … クランク室

7 a … 吸入室

7 b … 吐出室

2、7 … ハウジング（2 … フロントハウジング、7 … リアハウジング）

3 0 … 圧縮室

1 9 … ピストン

E G … 外部駆動源（エンジン）

1 2 … 駆動軸

1 6 … 斜板

3 4 ～ 3 7、3 5 a … 制御機構（3 5 … 抽気通路、3 6 … 給気通路、3 4、3 7 … 制御弁、3 5 a … 固定絞り）

5 0 ～ 5 8、5 9 a、5 9 b、5 9 c … 連通路（5 0 ～ 5 2、5 4 ～ 5 8 … 連通溝、5 3、5 9 b … 連通孔、5 9 a … 第 1 連通溝、5 9 c … 第 2 連通溝）

5 0 a、5 0 b、5 0 c … 面取り

5 7 a、5 8 a … 導入部

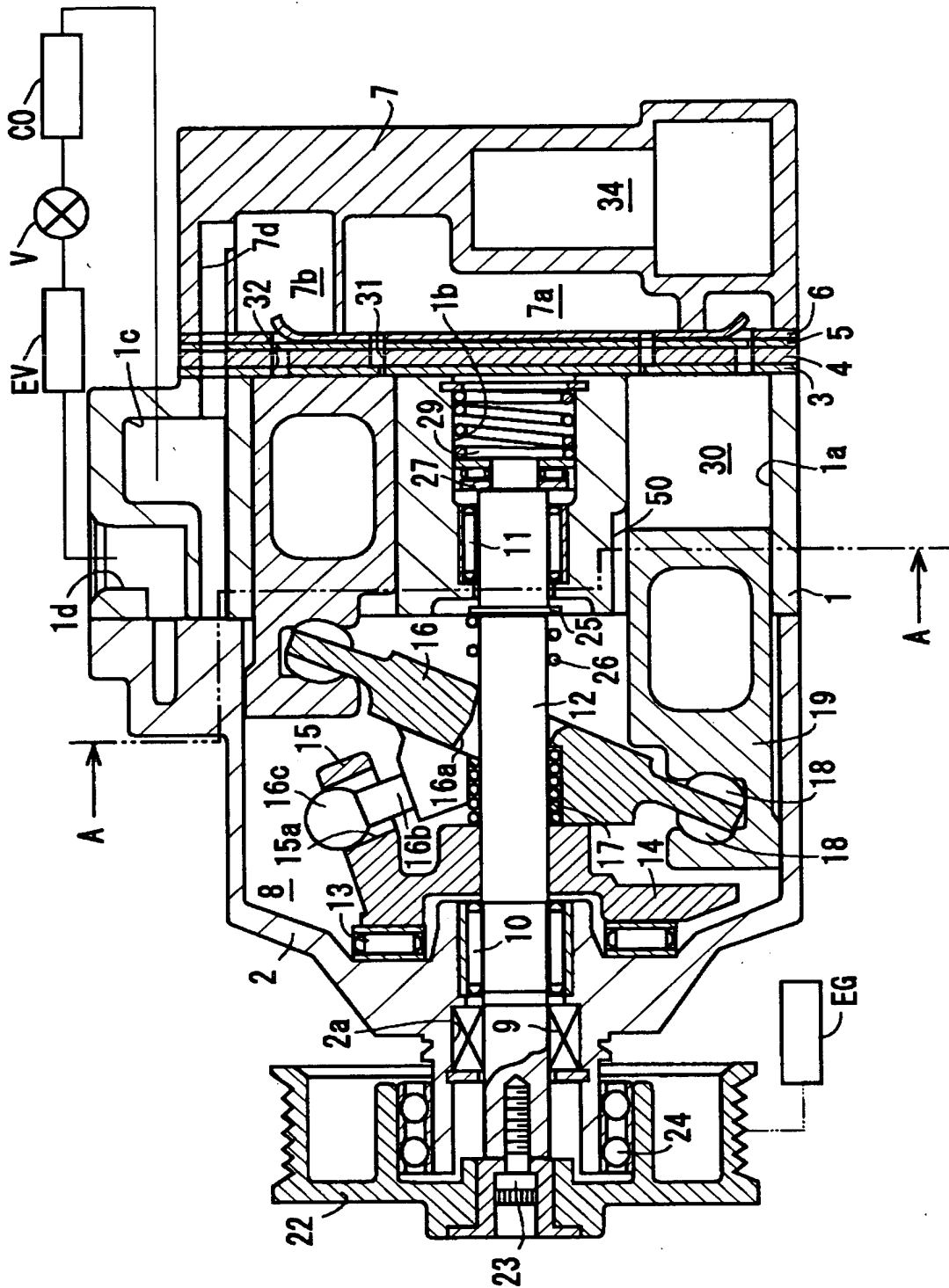
5 8 b … 直溝部

6 0 … 回転弁

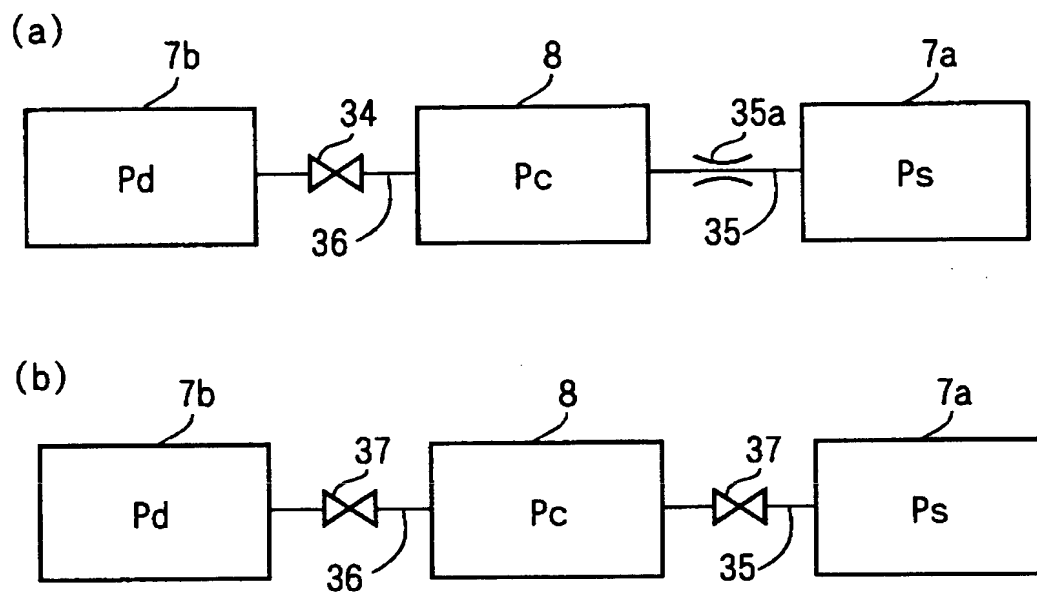
【書類名】

図面

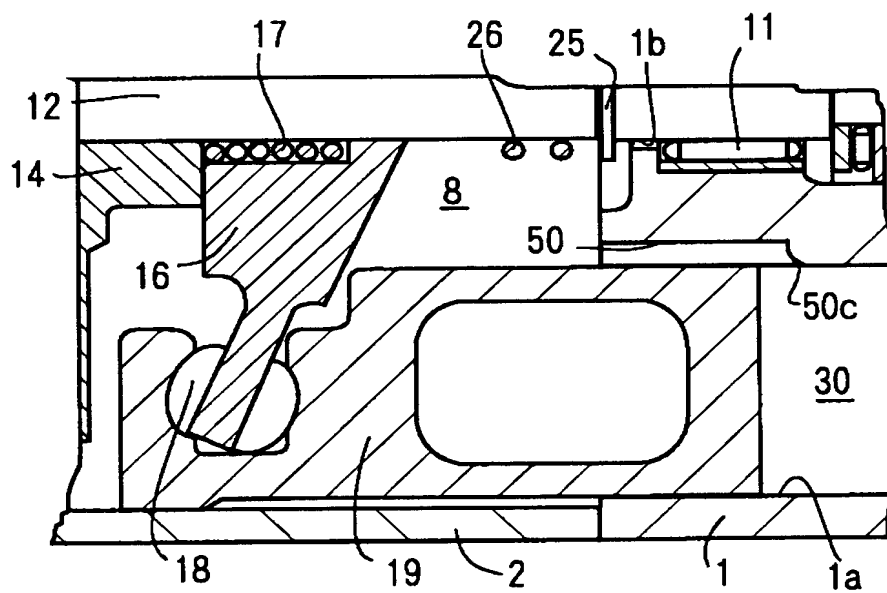
【図 1】



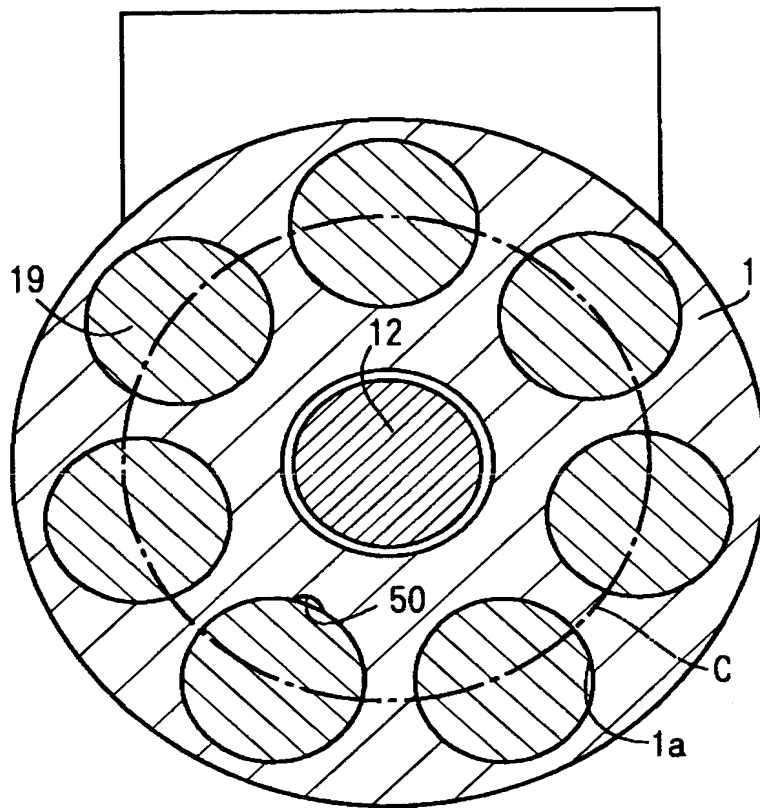
【図 2】



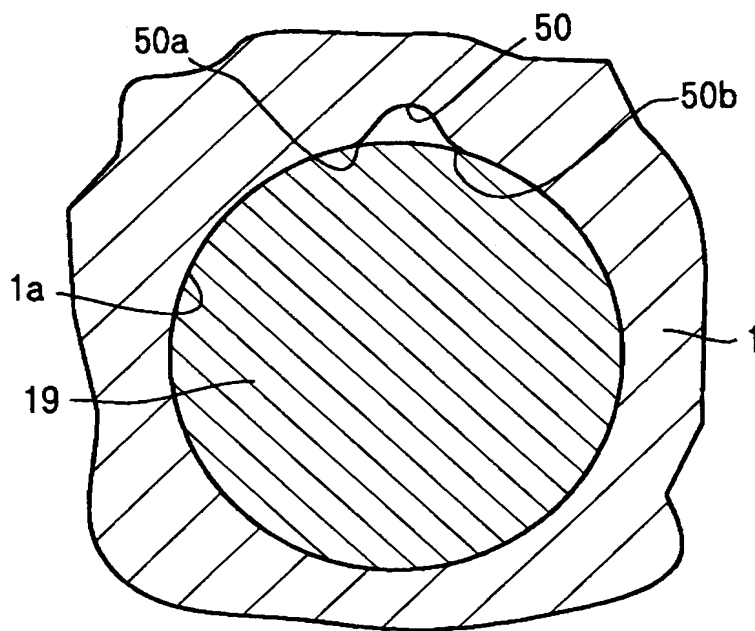
【図 3】



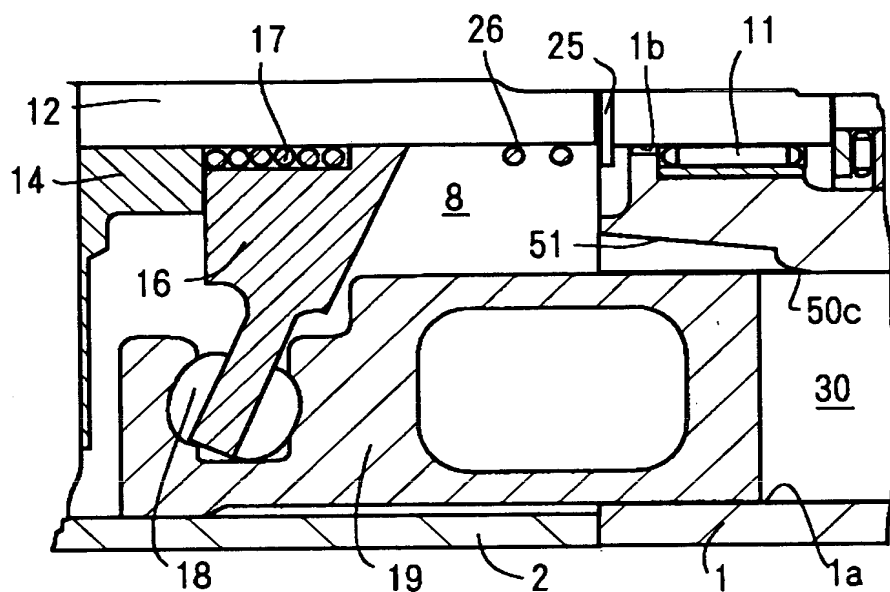
【図 4】



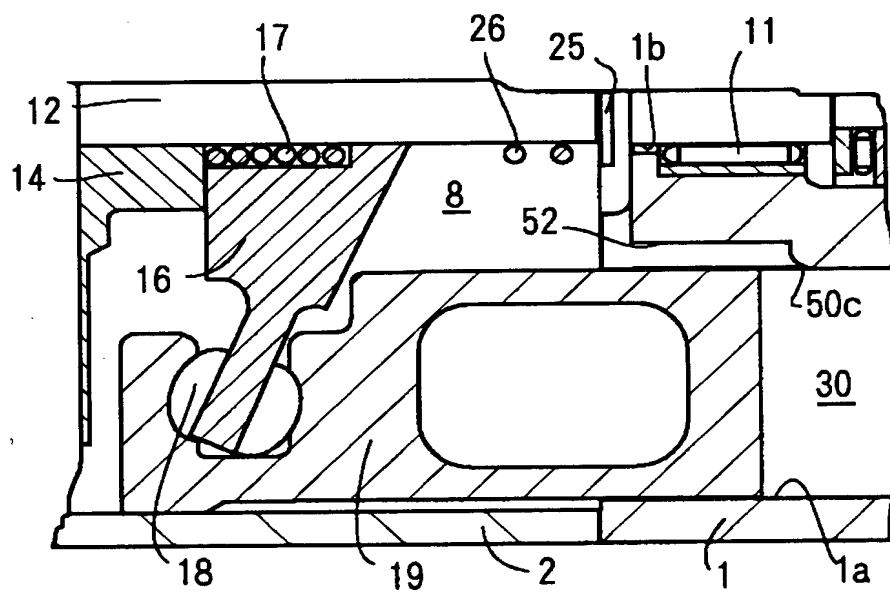
【図 5】



【図 6】

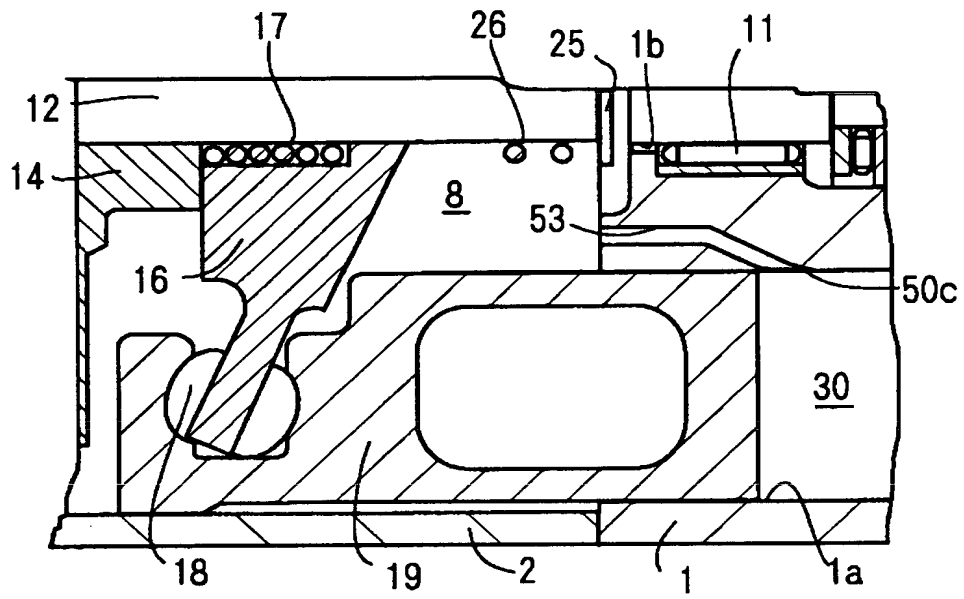


【図 7】

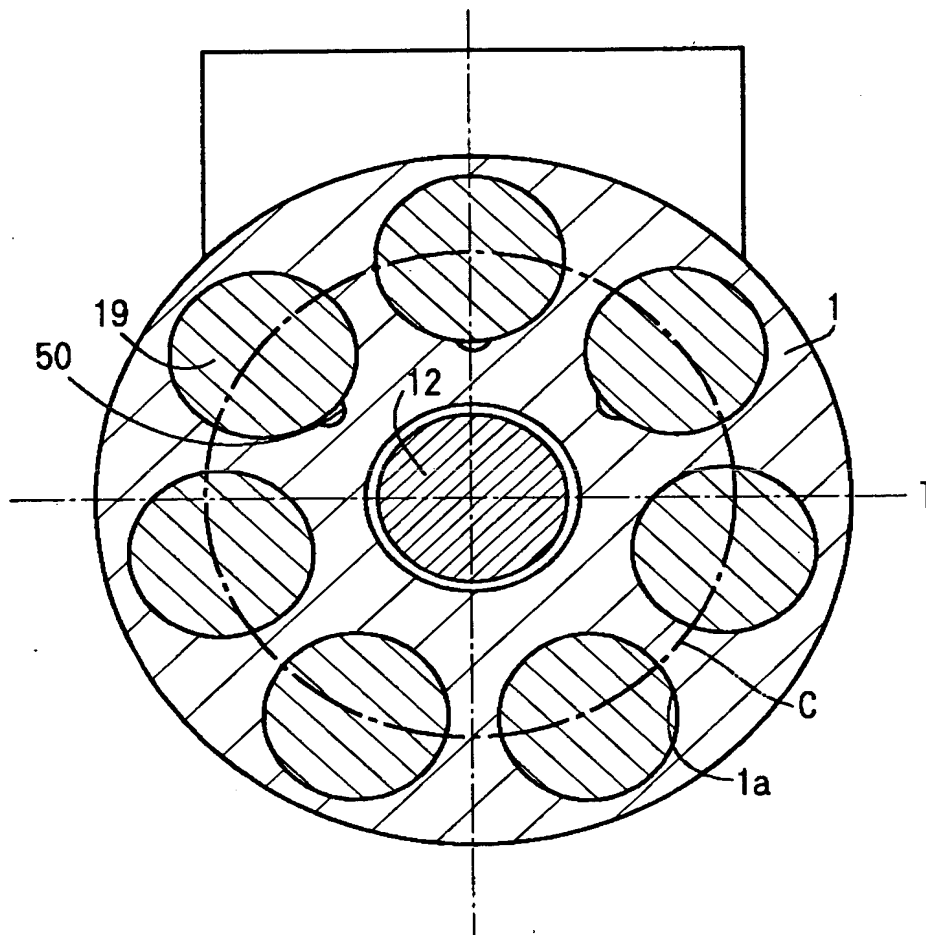




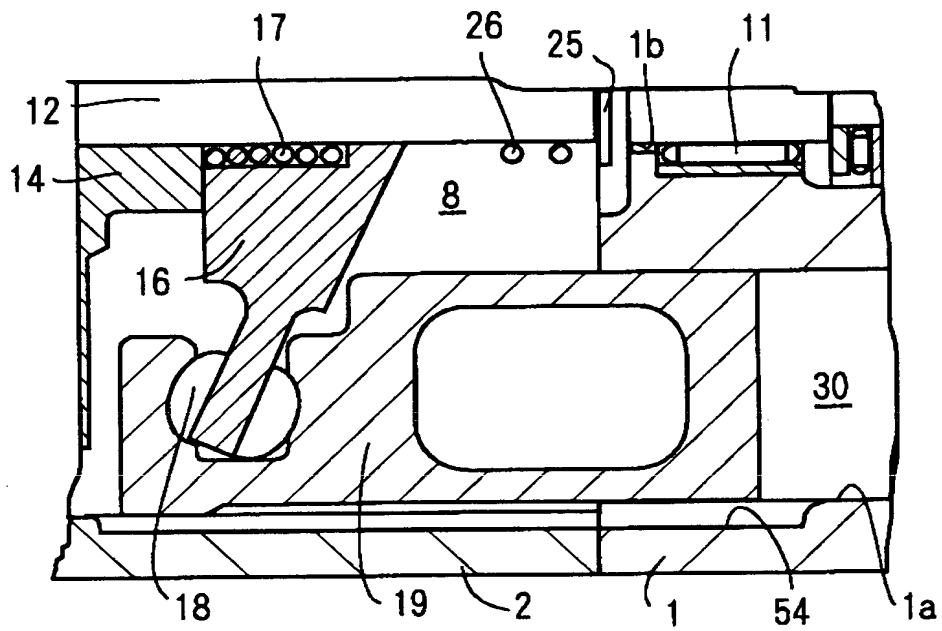
【図 8】



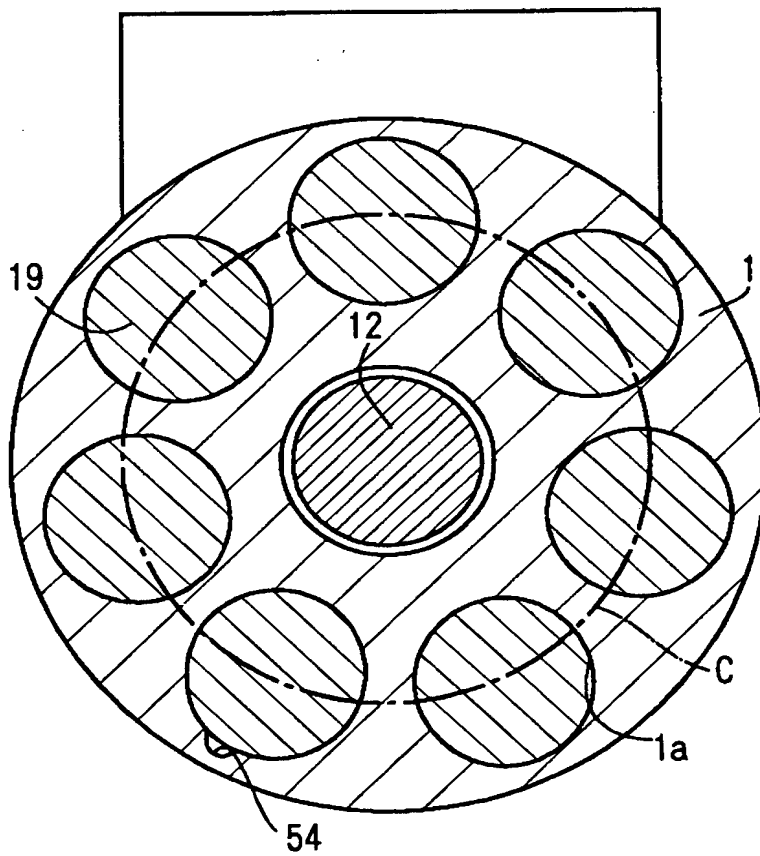
【図9】



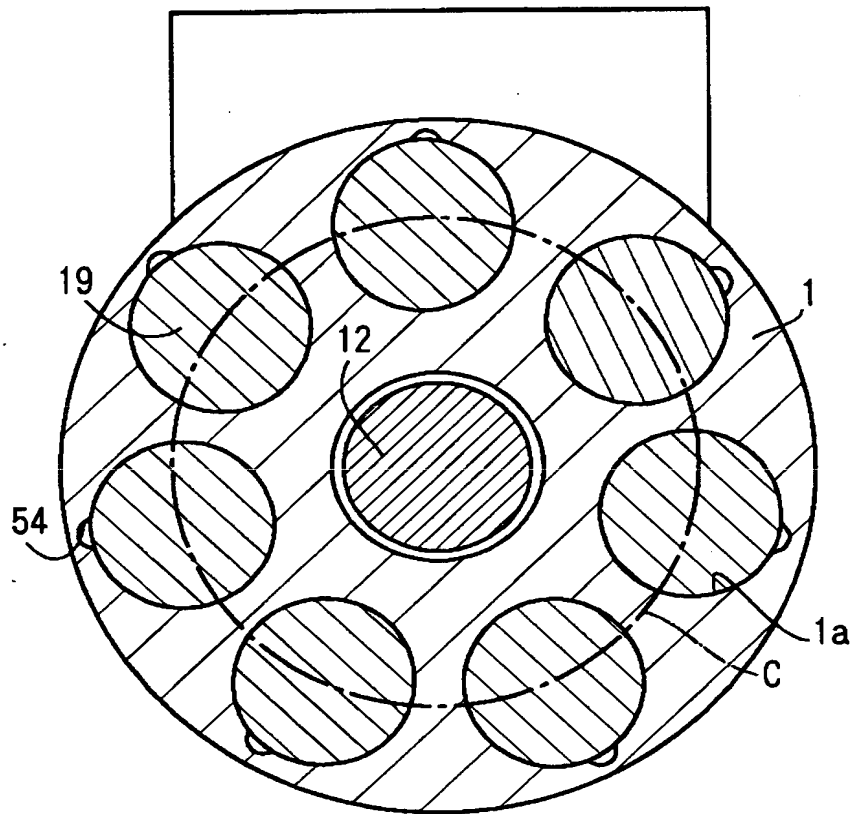
【図10】



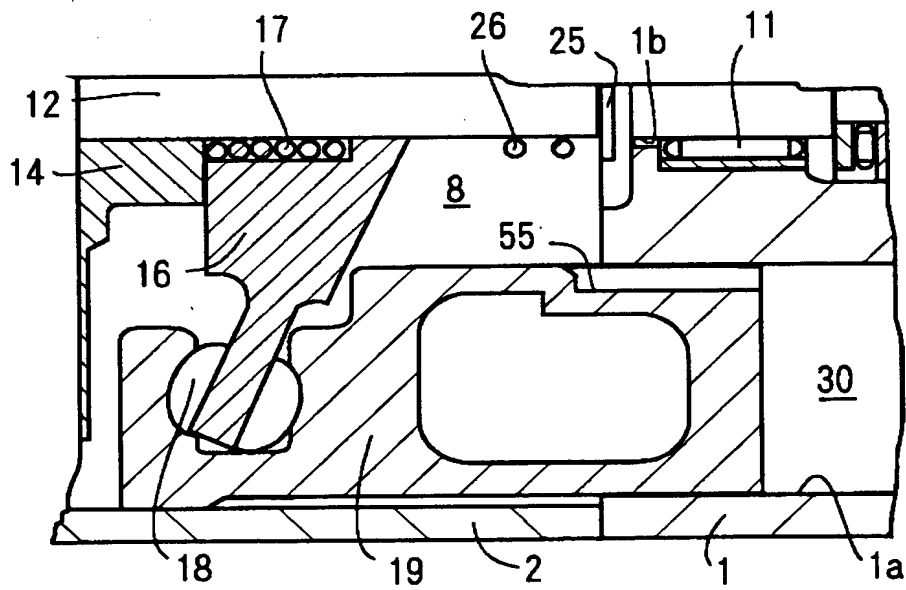
【図11】



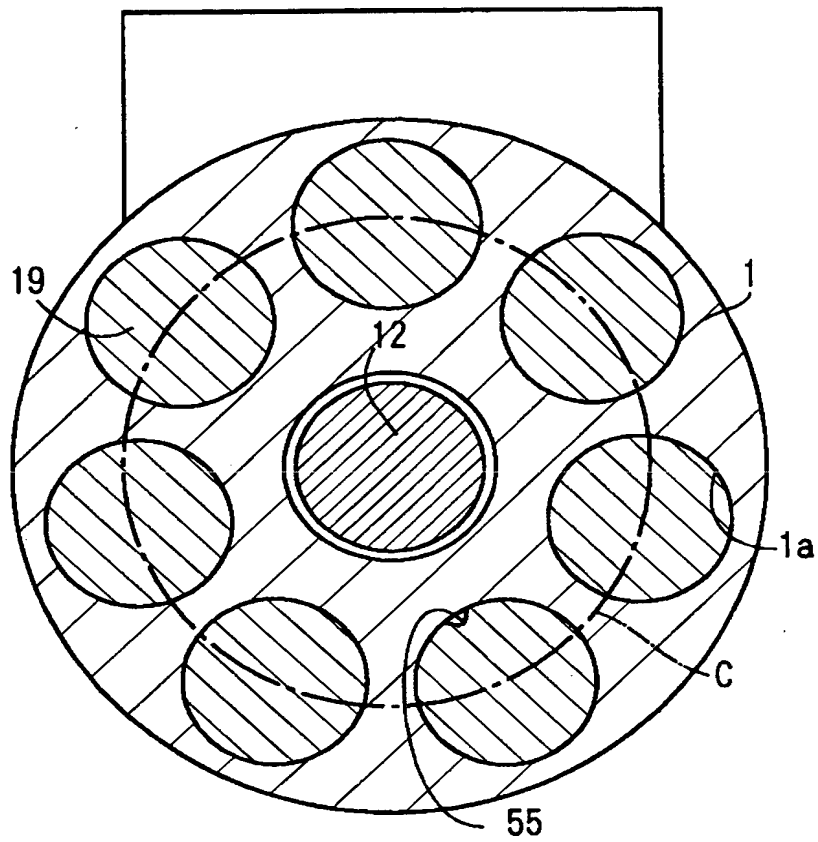
【図12】



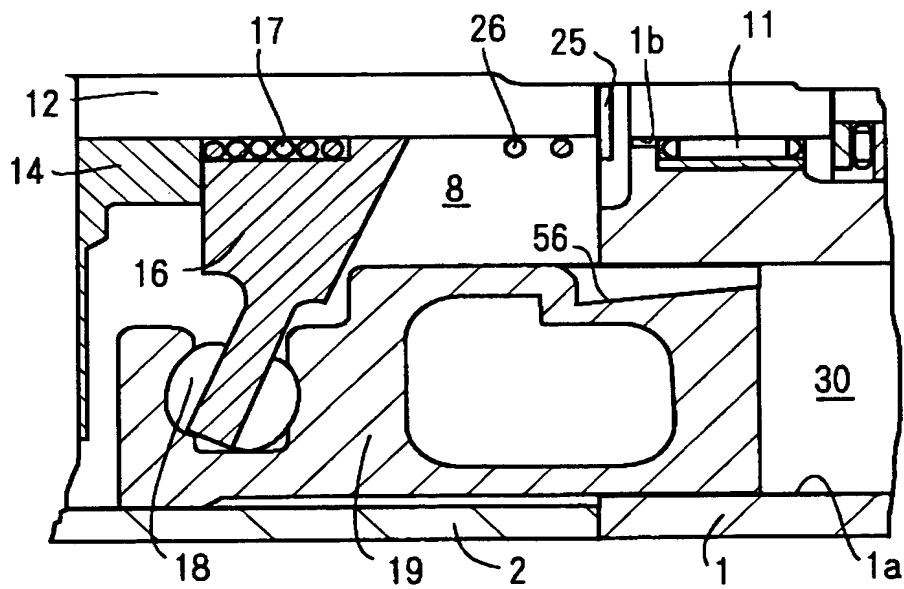
【図13】



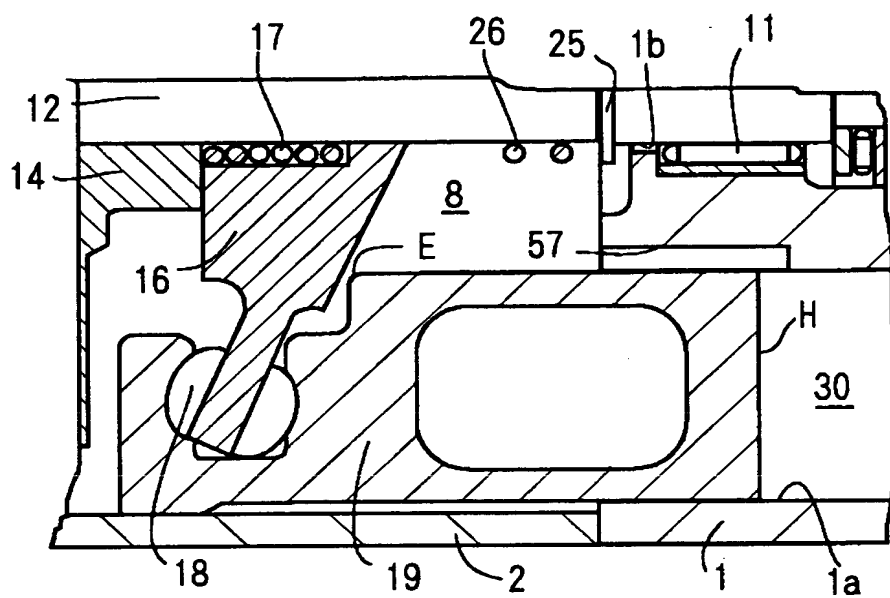
【図14】



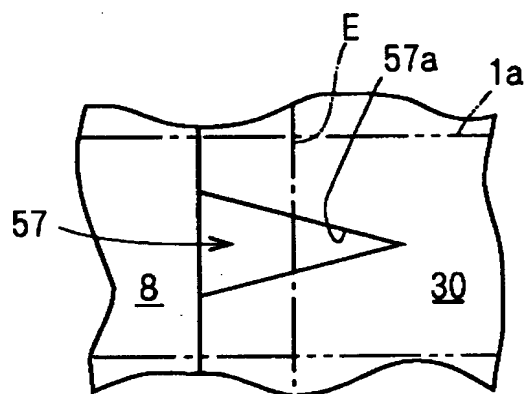
【図15】



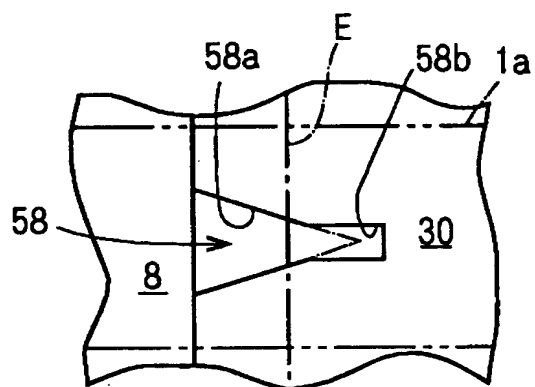
【図 16】



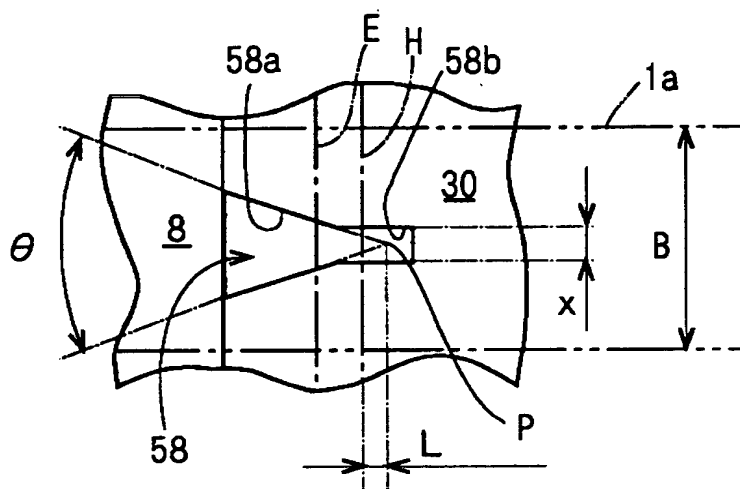
【図 17】



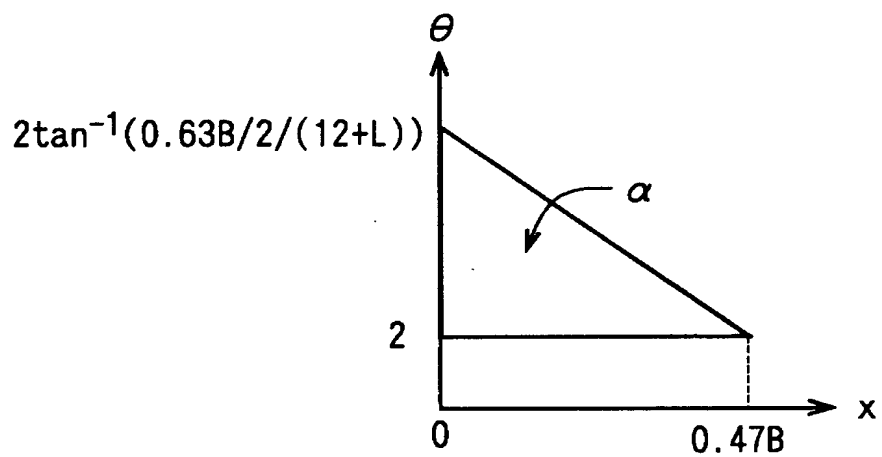
【図 18】



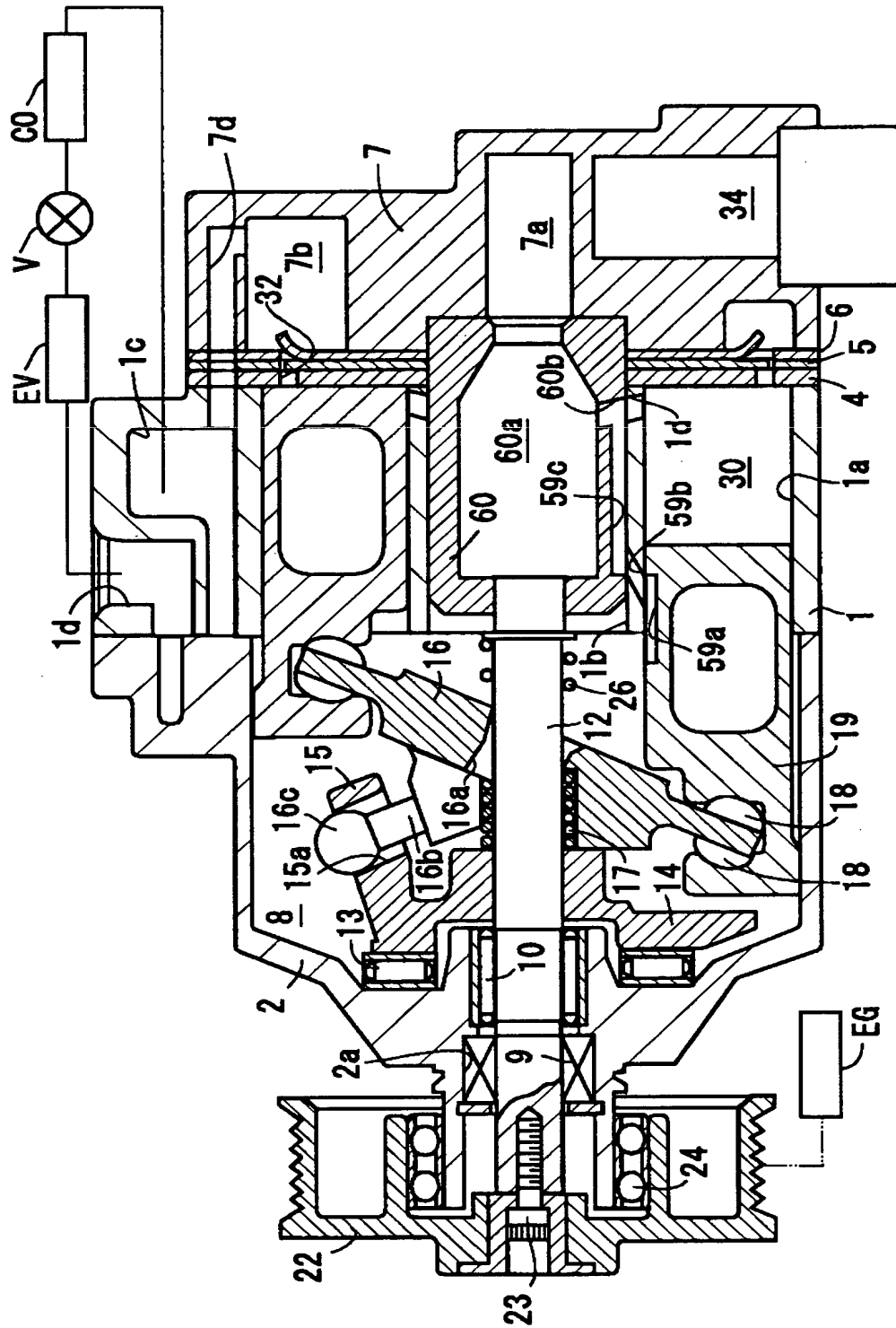
【図 1 9】



【図 2 0】



【図21】





【書類名】                      要約書

【要約】

【課題】 クランク室と吸入室とを連通する抽気通路によってクランク室内の圧力を減少させる制御機構を採用している可変容量型斜板式圧縮機において、最大容量運転時にクランク室内に潤滑油を貯留し過ぎることなく、優れた耐久性と圧縮効率の維持とを両立可能にする。

【解決手段】 入れ側制御機構は、斜板 1 6 の傾角にかかわらず一定の内径でクランク室 8 と吸入室 7 a とを連通する抽気通路 3 5 によってクランク室 8 内の圧力を減少させる。クランク室 8 内に貯留される潤滑油は、斜板 1 6 が最大傾角及びこの近傍で傾斜している間だけは吸入室 7 a、吐出室 7 b 又は圧縮室 3 0 内に排出されるように構成されている。

【選択図】                      図 1

認 定 ・ 付 加 情 報

特許出願の番号	特願 2 0 0 3 - 1 6 7 0 5 9
受付番号	5 0 3 0 0 9 7 9 3 4 5
書類名	特許願
担当官	第三担当上席 0 0 9 2
作成日	平成 1 5 年 6 月 1 6 日

< 認定情報・付加情報 >

【提出日】	平成15年 6月11日
-------	-------------

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号 [000003218]

1. 変更年月日	2001年 8月 1日
[変更理由]	名称変更
住 所	愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地
氏 名	株式会社豊田自動織機